

طراحی مکانیزم وجین کن مکانیکی (بخش دوم: تحلیل سینماتیکی و دینامیکی)

هادی صمیمی اخییجهانی*، اکبر محمد عرب حسینی**، محمد حسین کیانمهر*** و حامد مهرآور****

تاریخ وصول مقاله: ۸۷/۱/۱۶، تاریخ پذیرش مقاله: ۸۷/۷/۲۴

چکیده

در این تحقیق، تغییرات سرعت زاویه‌ای، شتاب زاویه‌ای، جرک زاویه‌ای، نیروهای وارد بر اعضا و تغییرات گشتاور ورودی مورد نیاز برای یک مکانیزم چهار میله‌ای بررسی شد. برای حل معادلات حاصل و ترسیم نمودارها یک برنامه انعطاف‌پذیر به کمک نرم‌افزار Matlab تهیه شد که توانایی محاسبه و ترسیم سرعت، شتاب، جرک، نیروهای وارد بر هر نقطه از مکانیزم و مقدار گشتاور ورودی مورد نیاز را دارا می‌باشد. نتایج نشان داد که روند تغییرات شتاب زاویه‌ای، جرک زاویه‌ای و مقادیر نیرو در مکانیزم انتخاب شده، پیوسته بود. با در نظر گرفتن نیروی اعمال شده در مفصل‌ها و اعضای مکانیزم، جنس مواد و سطح مقطع برای هر عضو به صورت جداگانه حاصل می‌شود. مقدار گشتاور ورودی مورد نیاز برای انجام کار، با در نظر گرفتن حداکثر مقدار آن در نمودار مربوط حاصل شد.

کلمات کلیدی: جرک زاویه‌ای، مکانیزم چهار میله‌ای، نقاط دقت، وجین مکانیکی

* - دانشجوی سابق کارشناسی ارشد، گروه فنی کشاورزی، پردیس ابوریحان، دانشگاه تهران، تهران - ایران
** - استادیار، گروه فنی کشاورزی، پردیس ابوریحان، دانشگاه تهران، تهران - ایران (نویسنده مسئول مکاتبات)

(E-mail: ahosseini@ut.ac.ir)

*** - دانشیار، گروه فنی کشاورزی، پردیس ابوریحان، دانشگاه تهران، تهران - ایران
**** - دانشجوی سابق کارشناسی ارشد، گروه فنی کشاورزی، پردیس ابوریحان، دانشگاه تهران، تهران - ایران

مقدمه

خلاصی‌های^۲ یا تاقان‌های یک مکانیزم چهار میله‌ای از شتاب اعضای کوپلر و پیرو استفاده شد (۱۱). در تحقیقی دیگر مشخص شد که در یک مکانیزم چهار میله‌ای، نمودارهای جرک مکانیزم پیوسته نمی‌باشد (۱۴). در یک تحقیق، شتاب دو مکانیزم مختلف مقایسه شد و مکانیزم با شتاب کمتر و همگون‌تر به عنوان مکانیزم مناسب انتخاب گردید (۱۵). همچنین در یک تحقیق، برای بررسی جرک زاویه‌ای^۳ یک مکانیزم چهار میله‌ای، از یک روش گرافیکی استفاده شد (۳). برای کم کردن شتاب و جرک عضو پیرو یک مکانیزم بادامکی از آنالیز جابجایی بادامک مکانیزم استفاده و مشخص شد که با کنترل نقاط جابجایی می‌توان شتاب زاویه‌ای و جرک زاویه‌ای مکانیزم را کاهش داد (۸).

در تحقیق دیگر، یک وجین‌کن مکانیکی طراحی شد که مطابق حرکت دست کشاورز در حین وجین عمل می‌نماید (۱). برای طراحی مکانیزم از روش نقاط دقت استفاده شد (شکل ۱). مکانیزم مزبور با تحلیل ابعادی و مسیر مورد نظر طراحی شد. در تحقیق حاضر، مکانیزم‌ها از لحاظ سینماتیکی بررسی و از بین آنها مکانیزم مناسب انتخاب شد. همچنین پس از تحلیل سینماتیکی، تحلیل دینامیکی مکانیزم مورد انتخاب بررسی شد.

یکی از روشهای کنترل علف هرز استفاده از سموم شیمیایی است (۱ و ۷). آلودگی منابع آب و خاک و مسایلی نظیر آن سبب کاهش استفاده از سموم شیمیایی می‌شود که در کشت ارگانیک مجاز نبوده و بیشتر روشهای مکانیکی توصیه می‌شود (۱۲). یکی از این روشها، روش دستی است ولی به علت سختی کار، هزینه زیاد کمتر مورد توجه قرار می‌گیرد. استفاده از روشهای مکانیکی باعث کاهش آلودگی آب و خاک و افزایش راندمان در کنترل علف هرز می‌شود (۲). طراحی مناسب سیستم‌های کشاورزی و بهینه‌سازی آنها براساس تحلیل دینامیکی باعث افزایش بهره‌وری می‌شود (۵).

تحلیل دینامیکی یک ماشین عبارت از مطالعه حرکت‌ها و نیروها در قطعات مختلف آن است که بدون مطالعه سرعت، شتاب و جرک^۱ ممکن نیست (۳). میزان تغییرات سرعت را شتاب و میزان تغییرات شتاب را جرک می‌نامند.

سرعت و شتاب هر جزء از مکانیزم برای محاسبه انرژی لازم برای حرکت آن ضروری است و به عنوان پارامترهای طراحی استفاده می‌شوند (۴). تحلیل سینماتیکی سیستم شامل بررسی سرعت، شتاب و جرک نقاط مختلف مکانیزم می‌باشد که نتایج حاصل از آن برای آنالیز دینامیکی سیستم استفاده می‌شود. در تحقیقی برای تعیین مقدار

2 - Clearance

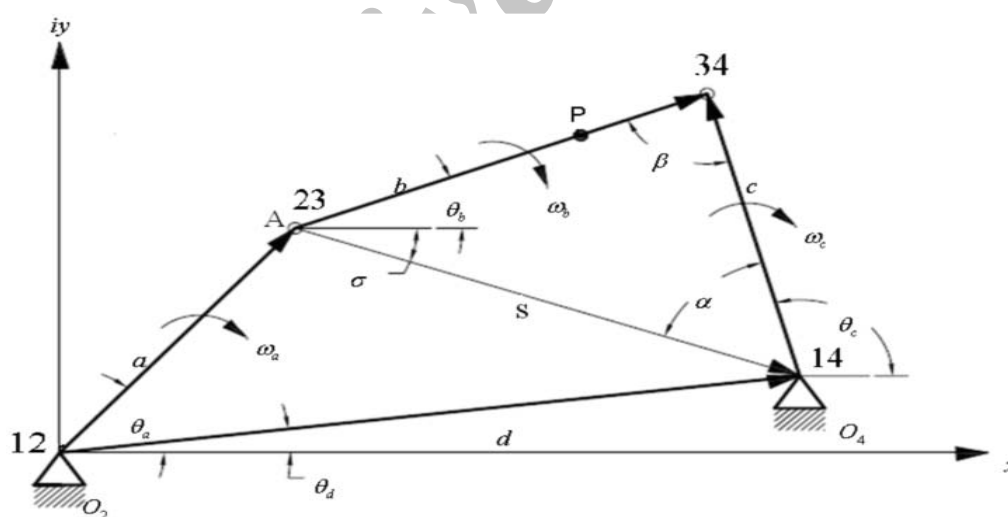
3 - Angular jerk

۱ - Jerk

مواد و روشها

روش شامل یک سری معادلات هندسی است که برای حل آنها از برنامه‌های کامپیوتری استفاده می‌شود (۶ و ۱۲). بدین جهت یک برنامه کامپیوتری انعطاف‌پذیر که بتواند برای تمام مکانیزم‌های چهار میله‌ای استفاده شود، تهیه شد. برنامه مزبور، تحلیل دینامیکی سیستم را در چهار مرحله قبول اطلاعات از کاربر، تشکیل معادلات حاکم بر حرکت، حل معادلات و ارائه نتایج و ترسیم منحنی‌های مورد نظر انجام می‌دهد. این برنامه با تغییر پارامترها به عنوان ورودی سیستم تغییرات ایجاد شده روی پارامترهای سینماتیکی و دینامیکی را نشان می‌دهد (۴).

برای تعیین سرعت و شتاب هر جزء از مکانیزم دو روش ترسیمی و تحلیلی وجود دارد (۴ و ۱۲). روش ترسیمی ساده، ولی دقت آن کمتر از روش تحلیلی است. در روش تحلیلی سرعت و شتاب هر نقطه از مکانیزم با استفاده از روابط ریاضی محاسبه می‌شود. ابتدا معادله حرکت نقطه با استفاده از شکل و روابط هندسی به دست می‌آید، سپس با مشتق‌گیری از معادله حرکت، مقادیر سرعت و شتاب حاصل می‌شود (۶ و ۹). در تحقیق حاضر، برای محاسبه سرعت و شتاب مکانیزم‌ها از روش تحلیلی استفاده شد. این



شکل ۱ - تعیین مختصات نقطه‌ای از کوپلر (P) به روش برداری

Fig. 1 . Estimating the coordinate of a point P on the coupler link using vector method

$$\sigma = \tan^{-1} \left(\frac{a \sin \theta_a}{d - a \cos \theta_a} \right) \quad (6)$$

$$s = \frac{d - a \cos \theta_a}{\dots} \quad (7)$$

برای محاسبه زاویه θ_b با استفاده از قانون کسینوس‌ها در مثلثات می‌توان نوشت:

$$\theta_b = \cos^{-1} \left(\frac{(b^2 + s^2) - c^2}{2bs} \right) - \sigma \quad (8)$$

با معلوم بودن مقادیر a ، b ، θ_a و θ_b مختصات نقطه P روی کوپلر برابر است با:

$$x_p = a \cos(\theta_a) + b \cos(\theta_b) \quad (9)$$

$$y_p = a \sin(\theta_a) + b \sin(\theta_b) \quad (10)$$

با دوران لحظه‌ای عضو a ، زاویه θ_a و زاویه θ_b تغییر می‌کند. تغییر مکان لحظه‌ای نقطه P با تغییر لحظه‌ای مقدار θ_a یا دوران لنگ از معادلات ۹ و ۱۰ محاسبه می‌شود.

برای یافتن سرعت مطلق هر نقطه بر روی رابط‌های b و c مقادیر ω_b و ω_c مورد نیاز است:

$$a \cos \theta_a + b \cos \theta_b - c \cos \theta_c - d \cos \theta_d = 0 \quad (11)$$

$$a \sin \theta_a + b \sin \theta_b - c \sin \theta_c - d \sin \theta_d = 0 \quad (12)$$

چون مقدار θ_d صفر فرض شده است، لذا مقادیر ω_b و ω_c را می‌توان از حل توأم معادلات ۱۱ و ۱۲ تعیین نمود:

محاسبه سرعت

برای تعیین سرعت مطلق نقاط مکانیزم به روش تحلیلی سرعت زاویه‌ای اعضا و مختصات مکانی نقطه دلخواه (P) نسبت به نقطه مبنا (O_2) نیاز می‌باشد (شکل ۱). برای محاسبه پارامترهای سرعت زاویه‌ای و سرعت مطلق، عضو ورودی a ، کوپلر b ، عضو خروجی c و زمین d در نظر گرفته می‌شود. با داشتن سرعت زاویه‌ای عضو ورودی، سرعت زاویه‌ای کوپلر و سرعت زاویه‌ای رابط خروجی محاسبه می‌شود. با محاسبه سرعت‌های زاویه‌ای رابط‌های کوپلر و خروجی، می‌توان سرعت مطلق هر نقطه از مکانیزم را محاسبه نمود. برای تعیین بردار جابجایی هر نقطه از کوپلر، باید مقدار زاویه θ_b تعیین گردد.

باتوجه به شکل ۱ و معادلات برداری و تبدیل آن‌ها به معادلات موهومی می‌توان نوشت:

$$\bar{d} = \bar{a} + \bar{s} \quad (1)$$

$$de^{i\theta_d} = ae^{i\theta_a} + se^{i(2\pi - \sigma)} \quad (2)$$

$$d(\cos \theta_d + i \sin \theta_d) = a(\cos \theta_a + i \sin \theta_a) + s(\cos \sigma + i \sin \sigma) \quad (3)$$

با فرض این‌که θ_d برابر صفر باشد O_2 و O_4 در یک راستا قرار می‌گیرند، با تفکیک قسمت موهومی و قسمت حقیقی معادله ۳ می‌توان نوشت:

$$d = a \cos \theta_a + s \cos \sigma \quad (4)$$

$$0 = a \sin \theta_a - s \sin \sigma \quad (5)$$

با حل هم‌زمان معادلات ۴ و ۵ می‌توان نوشت:

با تعیین شتاب‌های زاویه‌ای کوپلر و رابط خروجی، شتاب مطلق هر نقطه از مکانیزم (نظیر نقطه P واقع بر روی کوپلر) محاسبه می‌شود.

$$AP = (a\omega_a^2 + a\alpha_a)e^{i\theta_a} + (-p\omega_b^2 + p\alpha_b)e^{i(\theta_b+\sigma)} \quad (18)$$

یکی از مشکلات روش حل تحلیلی، استفاده از معادلات پیچیده برای تحلیل مکانیزم می‌باشد بخصوص هنگامی که موقعیت اعضای مکانیزم با چرخش لنگ ورودی تغییر نماید (۱۰ و ۱۳). لذا روند تحلیل سرعت و شتاب مکانیزم به صورت یک برنامه کامپیوتری در نرم‌افزار Matlab تعریف شد. برای محاسبه جرک زاویه‌ای مکانیزم از روابط ۱۶ و ۱۷ نسبت به زمان مشتق گرفته شد (۹).

برای انتخاب مکانیزم مناسب دو معیار اصلی مسیر و شتاب زاویه‌ای و جرک زاویه‌ای در نظر گرفته شد (۱۴ و ۱۵). از بین مکانیزم‌های حاصل چهار مکانیزم انتخاب و از لحاظ شتاب و جرک بررسی و مکانیزم مناسب انتخاب گردید. برای اطمینان از عملکرد مکانیزم، یک ماکت از آن، ساخته شد (شکل ۲).

برای سنجش شتاب زاویه‌ای سیستم از دو شتاب‌سنج (CFX, Usqr, type4365) با حساسیت 5 rad/s^2 استفاده شد. یکی از آنها بر انتهای تیغه (شکل ۲-۱) و دیگری بر انتهای عضو پیرو (شکل ۲-۲) متصل شد. برای راه‌اندازی مکانیزم از یک الکتروموتور ۰/۷ کیلو واتی استفاده شد.

$$\omega_b = \frac{a\omega_a \sin(\theta_d - \theta_a)}{b \sin(\theta_d - \theta_b)} \quad (13)$$

$$\omega_c = \frac{a\omega_a \sin(\theta_a - \theta_b)}{c \sin(\theta_d - \theta_b)} \quad (14)$$

با محاسبه سرعت زاویه‌ای رابط‌های کوپلر و خروجی می‌توان سرعت مطلق هر نقطه از مکانیزم را تعیین نمود. بنابراین می‌توان نوشت:

$$V_p = a\omega_a e^{i\theta_a} + (AP)\omega_b e^{i(\theta_b+\sigma)} \quad (15)$$

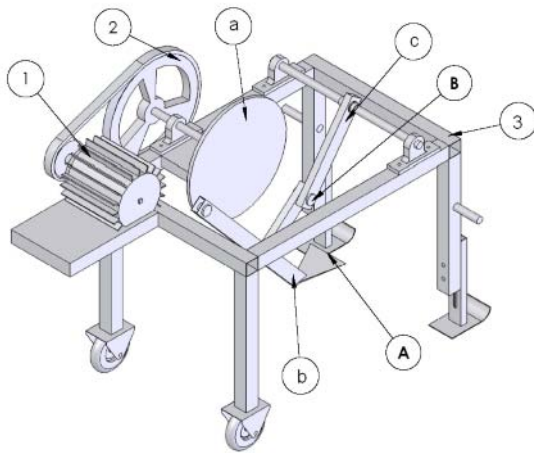
در رابطه ۱۵، AP طول بردار AP در شکل ۱ می‌باشد. بردار ω_a به عنوان سرعت دورانی لنگ ورودی برابر با ۲۷۰ rpm در نظر گرفته شده است.

محاسبه شتاب

بعد از محاسبه سرعت زاویه‌ای هر رابط و سرعت مطلق نقطه P (نسبت به زمین)، مؤلفه‌های شتاب سیستم تعیین می‌شود. مؤلفه‌های شتاب در سیستم باعث به وجود آمدن نیروهای دینامیکی در اعضا و مفصل‌های رابط‌های مکانیزم می‌شوند (۹). با مشتق‌گیری از معادلات ۱۳ و ۱۴ و حل معادلات حاصل، روابط ۱۶ و ۱۷ که معرف شتاب‌های زاویه‌ای اعضای c و d می‌باشند حاصل می‌شود (۹):

$$\alpha_b = \frac{-a\alpha_a \sin(\theta_c - \theta_a) + a\omega_a^2 \cos(\theta_c - \theta_a)}{b \sin(\theta_c - \theta_b)} + \frac{b \cos(\theta_c - \theta_a) - c\omega_c^2}{b \sin(\theta_c - \theta_b)} \quad (16)$$

$$\alpha_c = \frac{a\alpha_a \sin(\theta_c - \theta_a) - a\omega_a^2 \cos(\theta_b - \theta_a)}{b \sin(\theta_b - \theta_c)} + \frac{b \cos(\theta_b - \theta_a) - b\omega_b^2}{b \sin(\theta_b - \theta_c)} \quad (17)$$



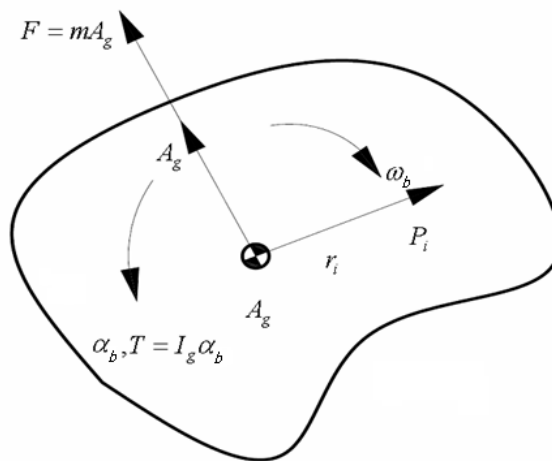
(ب)



(الف)

شکل ۲ - وجین کن مکانیکی: شکل واقعی (الف) و نمای سه بعدی (ب) وجین کن: ۱ - الکتروموتور، ۲ - پولی متحرک، ۳ - شاسی - a - عضو ورودی، b - عضو خروجی، c - عضو کوپلر، ۳ - شاسی

Fig. 2 . Schematic of the mechanical weeder



شکل ۳ - نیروهای اینرسی وارد بر مرکز جرم رابط b

Fig. 3 . Inertia forces exerted to the mass center of link b

سیستم استفاده شد. در این تحقیق، از مفهوم دینامیک سیستم‌های مکانیکی برای تحلیل مکانیزم استفاده شده که معرف رابطه نیرو، گشتاور و حرکت می‌باشد. برای شروع تحلیل نیرویی مکانیزم، عضوی مانند b، که نیروهای وارد بر مرکز جرم آن در

محاسبه نیرو و گشتاور دینامیک: بعد از بررسی مکانیزم‌ها از لحاظ ابعادی و سینماتیکی و انتخاب مکانیزم مناسب برای سیستم وجین‌کن اقدام به تحلیل دینامیکی شد. نتایج حاصل از مبحث سینماتیکی (سرعت و شتاب) مکانیزم در تحلیل دینامیکی

با در نظر گرفتن $\sum m_i r_i = 0$ و $\sum m_i = M$ برای گشتاورهای وارد به جسم می توان نوشت:

$$T = Fr = \sum m_i r_i \alpha_b r_i = \alpha_b \sum m_i r_i^2 \quad (23)$$

معادله ۲۳ نماینده مومنتم جرمی عضو b حول مرکز ثقل آن است، یعنی:

$$T = I_g \alpha_b \quad (24)$$

نتیجه حاصل از این بحث، استخراج قانون تعادل دالامبر است (۴):

$$\sum F_x + (-MA_{gx}) = 0 \quad (25)$$

$$\sum F_y + (-MA_{gy}) = 0 \quad (26)$$

$$\sum T + (-I_g \alpha_b) = 0 \quad (27)$$

روابط ۲۵، ۲۶ و ۲۷ تعادل دینامیکی جسم در صفحه را نشان می دهند که $(-MA_{gx})$ و $(-MA_{gy})$ به عنوان نیروهای داخلی و $(-I_{gab})$ گشتاور داخلی می باشند.

برای یافتن مرکز ثقل و مومنتم جرمی اعضای مکانیزم، برنامه ای در نرم افزار Matlab تعریف شد که قابلیت محاسبه مرکز جرم هر نوع مکانیزم را دارا بود.

آنالیز دینامیکی نیرو به کمک اعداد مختلط برای آنالیز دینامیکی مکانیزمهای صفحه ای از دو روش استفاده می شود و فرض می شود که اعضا صلب بوده، پین های اتصال بدون اصطکاک و تماس پین ها با اعضا یک تماس مستمر و پیوسته باشد (۲ و ۴). این فرض ها برای مکانیزم

شکل ۳ نشان داده شده است در نظر گرفته می شود.

باتوجه به شکل ۳ می توان نوشت:

$$A_{pi} = A_g + A_{(pi)g} \quad (19)$$

باتوجه به قانون دوم نیوتن برای محاسبه مقدار نیروی وارد به ذره P_i ، می توان نوشت:

$$\frac{dM_{pi}}{dt} = m_i \frac{dV_{pi}}{dt} = m_i A_{pi} = m_i [A_g - r_i \omega^2 + r_i \alpha_b e^{i\pi/2}] = F_i \quad (20)$$

در این رابطه، m_i جرم ذره و M مومنتم (بردار مختلط) می باشند. در نتیجه نیروی کل وارد به رابط b برابر است با:

$$I = \quad (21)$$

با در نظر گرفتن فرضیات زیر می توان معادله ۲۱ را به صورت معادله ۲۲ نوشت:

(الف) در هنگام جمع نیروها مقدار شتاب مرکز ثقل ثابت می باشد (جمله اول).

(ب) مقدار α_b و ω_2 را می توان فاکتور گرفت، چون فرض می شود که در هنگام آنالیز، مقدار این دو پارامتر در محل اعمال نیرو ثابت و معین است (جملات دوم و سوم).

(ج) علامت منفی جمله دوم به خاطر مرکزگرا بودن نیرو است.

$$F = \sum F_i = A_g \sum m_i - \omega^2 \sum m_i r_i + \alpha_b e^{i\pi/2} \sum m_i r_i \quad (22)$$

$$T_{oc} + T_L + F_{cdx} r_{gc} \sin \theta_c - F_{cdy} r_{gc} \cos \theta_c - F_{bcx} (r_c - r_{gc}) \sin \theta_c + F_{bcy} (r_c - r_{gc}) \cos \theta_c = 0 \quad (36)$$

در این معادلات، T_o گشتاور نیروی اینرسی جرمی عضو حول مرکز جرم آن و T_L گشتاور نیروی خارجی روی عضو c می‌باشند که در مکانیزم وجین‌کن، $T_L = 0$ در نظر گرفته شده است. معادلات ۲۸ تا ۳۶ یک دستگاه نه معادله - نه مجهول خطی می‌باشد. با در نظر گرفتن $[F_B]$ به عنوان ماتریس نیروهای مجهول، $[F_I]$ به عنوان ماتریس نیروها، گشتاورهای اینرسی و نیروهای خارجی و $[L]$ به عنوان ماتریس پارامترهای موقعیت و زوایا می‌توان نوشت:

$$[F_I] = [L][F_B] \Rightarrow [F_B] = [L]^{-1}[F_I] \quad (37)$$

ماتریس حاصل از معادله ۳۷ به صورت ماتریس ۳۸ نشان داده شده است که در آن $R_c = r_c - r_{gc}$ و $R_b = r_b - r_{gb}$ ، $R_a = r_a - r_{ga}$ فرض شده است.

در ماتریس ۳۸ برای رسیدن به جواب، حل هم‌زمان معادله نیاز است. بنابراین با هر تغییر جزئی در مکانیزم در اثر چرخش لنگ ورودی، یک ماتریس مشابه ماتریس ۳۸ حاصل می‌گردد (۱۲). برای تحلیل نیرو و گشتاور از نرم‌افزار Matlab استفاده شد. خروجی‌های برنامه سرعت و شتاب به عنوان ورودی‌های این بخش از تحلیل مکانیزم در نظر گرفته شد.

وجین‌کن نیز در نظر گرفته شد. البته این امر در عمل صادق نیست.

در این تحقیق، از روش حل ماتریسی برای حل معادلات مربوطه استفاده شد. از مزایای این روش می‌توان به استخراج سریع معادلات حرکت، عدم نیاز به تعیین جهت اعمال نیرو و گشتاور و همچنین سازگاری این روش با نرم‌افزارهای برنامه‌نویسی اشاره کرد. ولی در عین حال این روش دارای حجم محاسبات زیادی می‌باشد.

تئوری روش حل ماتریسی

برای حل ماتریسی دیاگرام آزاد هر عضو از مکانیزم و معادلات تعادل هر عضو نوشته شد (روابط ۲۸ تا ۳۶).

معادلات تعادل عضو a:

$$F_{adx} + F_{abx} + F_{oax} = 0 \quad (28)$$

$$F_{ady} + F_{aby} + F_{oay} = 0 \quad (29)$$

$$T_{oa} + T_s + F_{adx} r_{ga} \sin \theta_a - F_{ady} r_{ga} \cos \theta_a - F_{abx} (r_a - r_{ga}) \sin \theta_a + F_{aby} (r_a - r_{ga}) \cos \theta_a = 0 \quad (30)$$

معادلات تعادل عضو b:

$$F_{abx} + F_{bcx} + F_{obx} = 0 \quad (31)$$

$$F_{aby} + F_{bcy} + F_{oby} = 0 \quad (32)$$

$$T_{ob} + F_{abx} r_{gb} \sin \theta_b - F_{aby} r_{gb} \cos \theta_b - F_{bcx} (r_b - r_{gb}) \sin \theta_b + F_{bcy} (r_b - r_{gb}) \cos \theta_b = 0 \quad (33)$$

معادلات تعادل عضو c:

$$F_{bcx} + F_{cdx} + F_{ocx} = 0 \quad (34)$$

$$F_{bcy} + F_{cdy} + F_{ocy} = 0 \quad (35)$$

$$[F_I] \quad [L] \quad [F_B]$$

$$\begin{bmatrix} F_{oax} \\ F_{oay} \\ T_{\theta_a} \\ F_{ocx} \\ F_{ocy} \\ T_{\theta_b} \\ F_{ocx} \\ F_{ocy} \\ T_{\theta_c} + T_L \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -r_{ga} \sin \theta_a & r_{ga} \cos \theta_a & -1 & -R_a \sin \theta_a & -R_a \cos \theta_a & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -r_{gb} \sin \theta_b & r_{gb} \cos \theta_b & -R_b \sin \theta_b & R_b \cos \theta_b & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & R_c \sin \theta_c & -R_c \cos \theta_c & -r_{gc} \sin \theta_c & r_{gc} \cos \theta_c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{dax} \\ F_{day} \\ T_s \\ F_{abx} \\ F_{aby} \\ F_{bcx} \\ F_{bcy} \\ F_{dcx} \\ F_{dcy} \end{bmatrix}$$

ماتریس ۳۸

مکانیزم‌های شماره یک و سه از لحاظ مقدار و روند تغییرات شتاب زاویه‌ای شبیه به هم هستند. بنابراین برای انتخاب مکانیزم مناسب از بین دو مکانیزم یک و سه، جرک زاویه‌ای آنها بررسی شد.

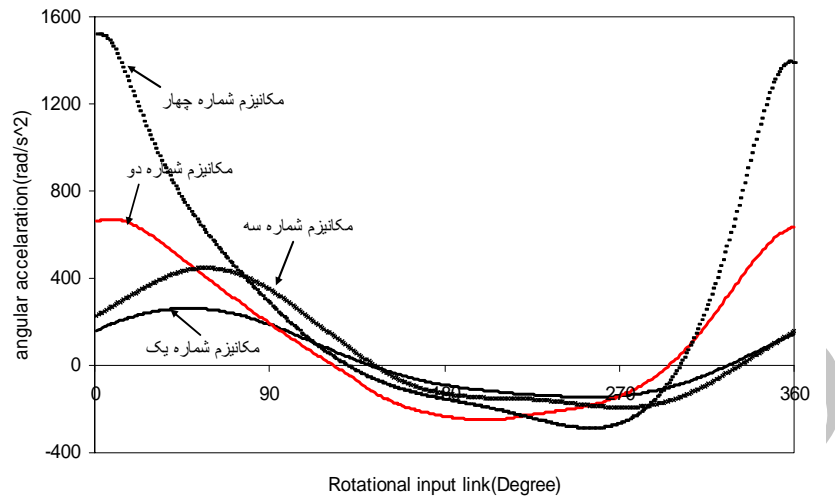
قدر مطلق مقدار ماکزیمم جرک زاویه‌ای برای مکانیزم در عضو کوپلر شماره ۱ معادل $6\pi/84 \text{ rad/s}^3$ و برای مکانیزم شماره ۳، معادل $85/82 \text{ rad/s}^3$ می‌باشد (شکل ۵). همچنین قدر مطلق مقدار حداکثر جرک زاویه‌ای برای عضو پیرو برای مکانیزم شماره ۱، $25/44 \text{ rad/s}^3$ و برای مکانیزم شماره ۳، $326/72 \text{ rad/s}^3$ می‌باشد.

روند تغییرات جرک زاویه‌ای در هر دو عضو کوپلر و پیرو مربوط به مکانیزم شماره ۱ نسبت به مکانیزم شماره ۳ ملایم‌تر می‌باشد. بنابراین مکانیزم شماره ۱ به عنوان مکانیزم مناسب برای وجین‌کن در نظر گرفته شد. ابعاد این مکانیزم در شکل ۶ نشان داده شده است.

نتایج و بحث

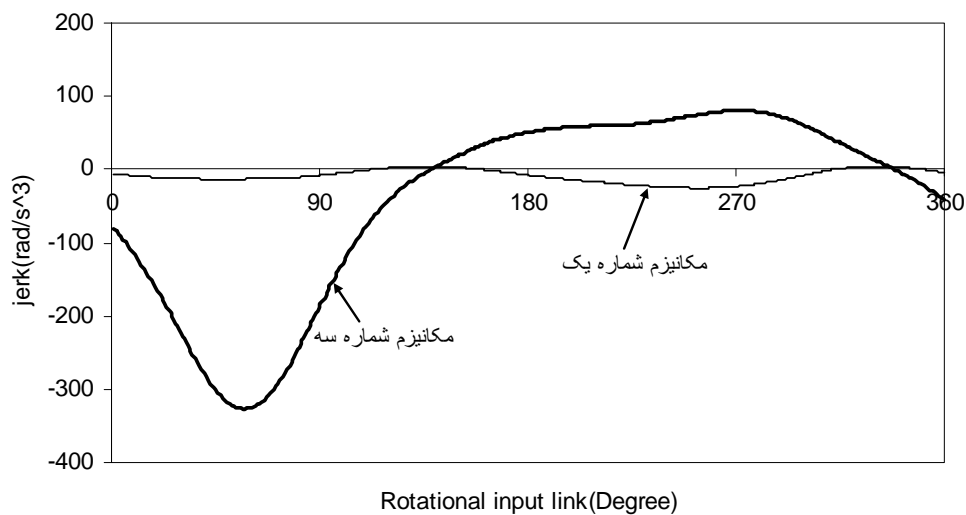
اطمینان از اهرم‌بندی مکانیزم طراحی شده در نداشتن شتاب زیاد و نامناسب و در نتیجه حرکت نسبتاً ملایم و بدون لرزش مکانیزم اهمیت دارد. در صورتی که مقادیر شتاب زاویه‌ای اعضای مکانیزم از حد معینی تجاوز نماید (برحسب نوع مکانیزم) و یا هرگونه پرش در نمودار شتاب زاویه‌ای مشاهده گردد، مؤلفه شتاب باید به عنوان یکی از پارامترهای اساسی در بهینه‌سازی مکانیزم در نظر گرفته شود.

در شکل ۴ تغییرات شتاب زاویه‌ای پیرو برای چهار مکانیزم مذکور ارائه شده است. این تغییرات در مقابل یک دور چرخش عضو ورودی ترسیم شده است. شتاب مکانیزم‌های یک و سه نسبت به سایر مکانیزم‌ها کمتر است. بیشترین مقدار شتاب پیرو ($1554/2 \text{ rad/s}^2$) مربوط به مکانیزم شماره چهار می‌باشد. مکانیزم شماره ۲ نیز دارای شتاب زاویه‌ای نسبتاً زیادی می‌باشد.



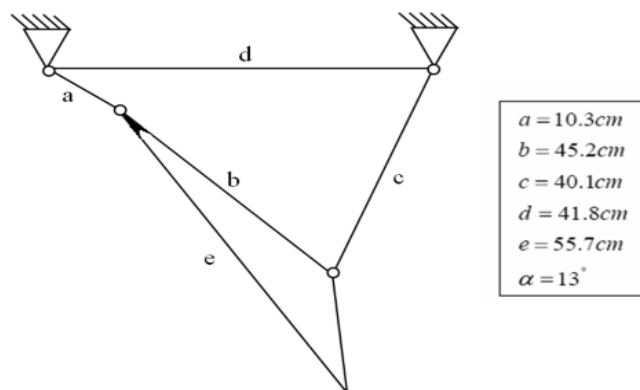
شکل ۴ - شتاب زاویه‌ای عضو پیرو برای ۴ مکانیزم مختلف

Fig. 4 . Angular acceleration of follower link for four mechanisms



شکل ۵ - جرک زاویه‌ای کوپلر برای مکانیزم‌های ۱ و ۳

Fig. 5 . Angular jerk of coupler link for mechanisms number 1 and 3

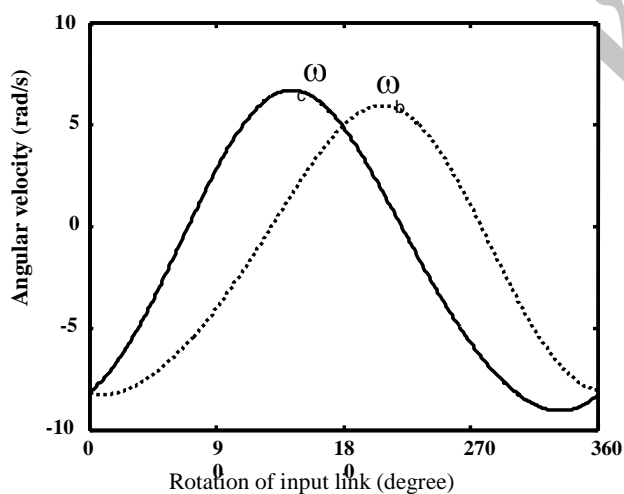


شکل ۶ - ابعاد مکانیزم شماره یک برای وجین کن

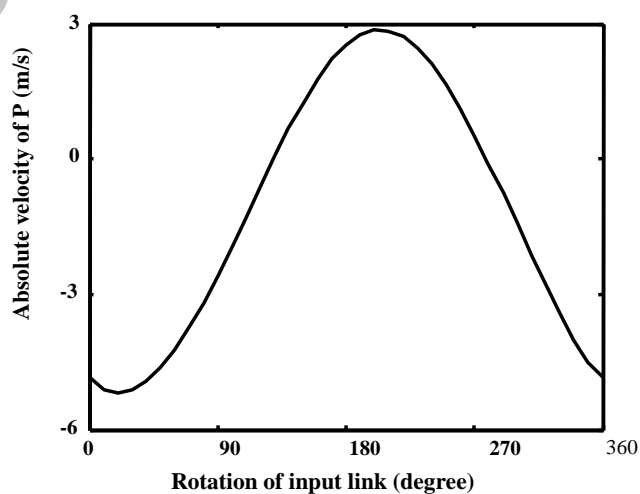
Fig. 6 . Dimensions of mechanism number 1 for mechanical weeding

است. مقدار سرعت دورانی عضو پیرو نسبت به کوپلر بیشتر می باشد. روند تغییرات این نمودارها نیز پیوسته می باشد (شکل ۷).

در شکل ۷ سرعت های زاویه ای اعضای کوپلر و پیرو و سرعت مطلق نقطه انتهای کوپلر (انتهای تیغه مکانیزم) مکانیزم شماره یک نشان داده شده



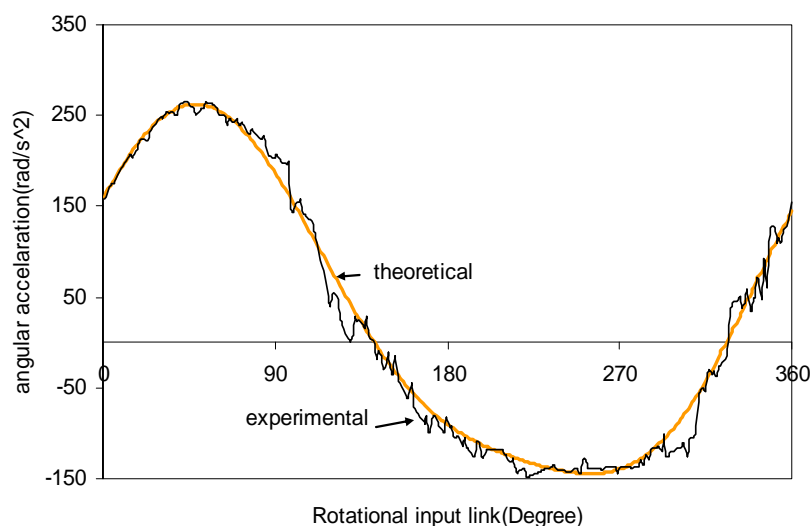
a) سرعت های زاویه ای اعضای b و c
a) angular velocities of links b , c



b) سرعت مطلق نقطه P (نوک تیغه)
b) absolute velocity of point P

شکل ۷ - تغییرات سرعت های زاویه ای اعضای کوپلر و پیرو مکانیزم و سرعت مطلق نقطه انتهایی کوپلر (P)

Fig. 7 . Variation of angular velocities of coupler (ω_c) and follower (ω_b) links for mechanism and the absolute velocity of point P



شکل ۸ - مقایسه داده‌های آزمایشگاهی و محاسبات تئوری شتاب زاویه‌ای عضو پیرو مکانیزم انتخاب شده

Fig. 8 . Comparison of experimental and theoretical calculation of input link for coupler link of the selected mechanism

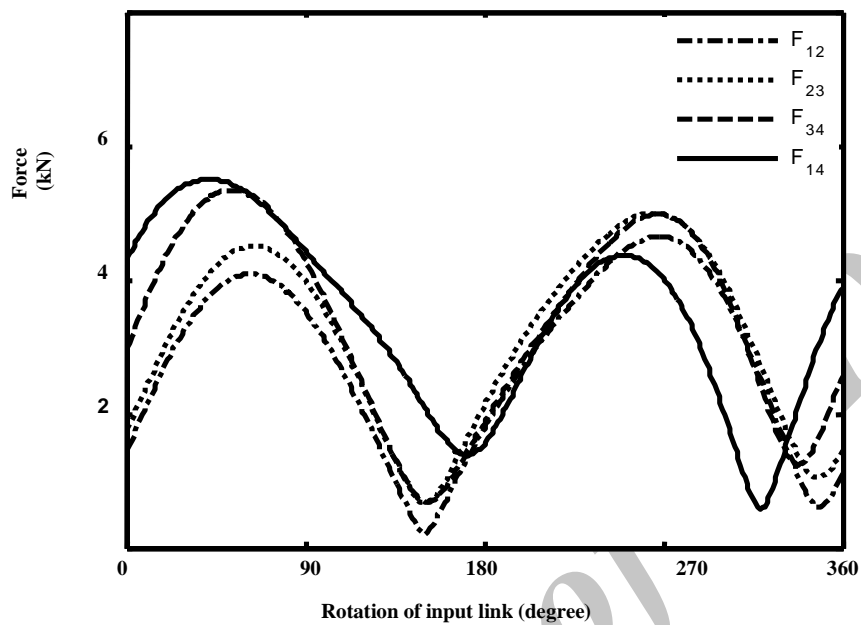
استفاده از نیروهای مفصلی، مقدار نیروهای وارد بر هر عضو حاصل می‌شود.

نقاط مشخص شده در شکل ۱۰ (e_1, e_2, e_3) نقاط بحرانی مکانیزم از لحاظ نیرویی می‌باشند. در این شکل e_1 نقطه ورود به خاک، e_2 نقطه برگشت (تغییر جهت) تیغه در خاک، e_3 نقطه خروج تیغه از خاک و e_4 نقطه بحرانی چرخش مکانیزم می‌باشند. زاویه متناظر لنگ ورودی برای نقطه e_1 ۳۵۰ درجه، نقطه e_2 ۵۷ درجه، نقطه e_3 ۱۴۸ درجه و نقطه e_4 ۲۶۲ درجه می‌باشند. با مراجعه به شکل ۹ مشخص است که این نقاط، عبارت از نقاط پیک^۱ نیرویی می‌باشند.

برای اطمینان از عملکرد مکانیزم، یک مدل از آن ساخته شده و ارزیابی شد. سرعت دوران عضو ورودی برای ارزیابی ۲۷۰ rpm در نظر گرفته شد. چون تمام تحلیل‌های تئوری براساس سرعت دورانی ۲۷۰ rpm صورت گرفته است. داده‌های آزمایشگاهی با داده‌های حاصل از محاسبات تئوری مطابقت دارند. با مقایسه نمودارهای حاصل از محاسبات تئوری و داده‌های آزمایشگاهی دقت تحلیل مشخص می‌شود (شکل ۸).

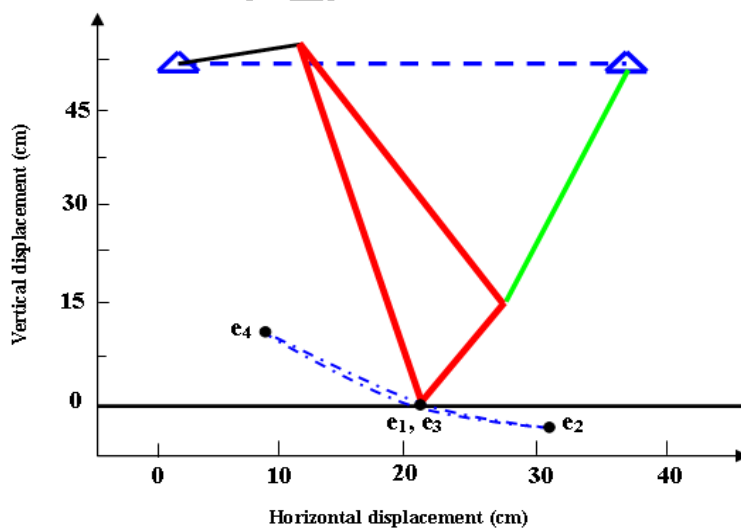
در شکل ۹ خروجی حاصل از تحلیل دینامیکی مکانیزم شماره یک، مربوط به تغییرات نیرویی بین‌های مکانیزم در مقابل تغییرات زاویه ورودی (دوران ۳۶۰ درجه) ترسیم شده است که مقدار نیروی مفصلی F_{14} بیشترین مقدار می‌باشد. با

۱ - Peak



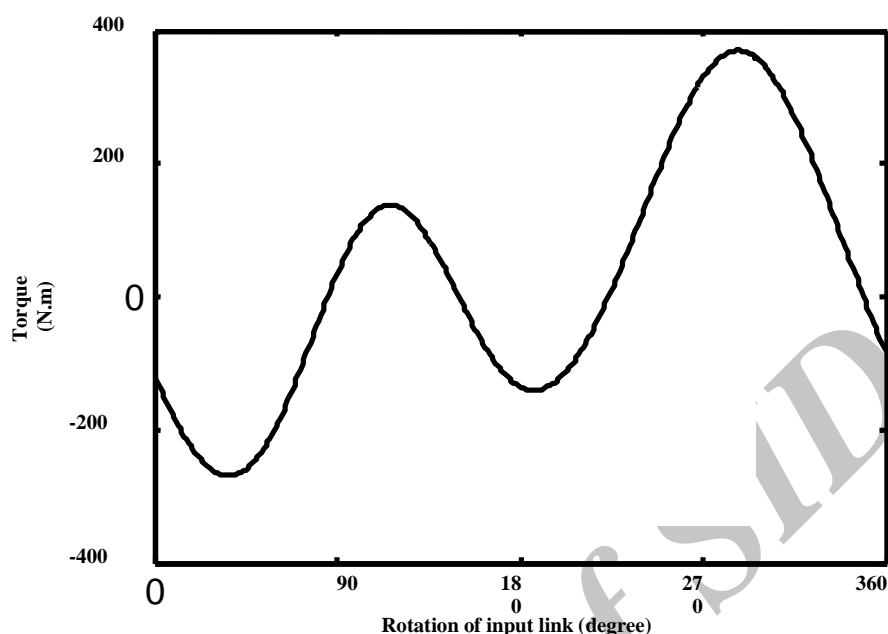
شکل ۹ - تغییرات نیروهای مفصلی اعضای مکانیزم نسبت به دوران لنگ ورودی (a)

Fig. 9 . Force variations for joints of mechanism links related to input link rotation



شکل ۱۰ - نقاط بحرانی حرکت مکانیزم

Fig. 10. The critical points of mechanism motion



شکل ۱۱ - تغییرات گشتاور ورودی مورد نیاز نسبت به دوران لنگ ورودی (a)

Fig. 11 . Input torque variations for mechanism links related to input link rotation

یابد. در این تحقیق، فقط از یک سرعت دورانی و یک سرعت پیشروی ورودی برای بررسی سینماتیکی و دینامیکی مکانیزم استفاده شد. چون سرعت پیشروی دستگاه‌های وچین ۳-۵ km/hr است بنابراین باید مسیر حرکت مکانیزم در این محدوده بررسی شود و مکانیزم از لحاظ حرکتی بهینه شود. پس از بهینه‌سازی مکانیزم از لحاظ حرکتی باید سرعت و شتاب و حتی جرک مکانیزم مطالعه شده و اگر دارای نوسان‌های غیرمتعارف و ناهمگون باشد، از لحاظ دینامیکی و سینماتیکی بهینه گردد (شکل ۶).

تشکر و قدردانی

بدین‌وسیله از سرپرست آزمایشگاه رباتیک، دانشکده مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران قدردانی می‌گردد.

در شکل ۱۱ نمودار تغییرات گشتاور ورودی مورد نیاز برای ایجاد حرکت در مکانیزم ترسیم شده است. در این نمودار تغییرات گشتاور ورودی در مقابل چرخش لنگ ورودی با سرعت دورانی ۲۷۰ rpm ترسیم شده است. برای حرکت پیوسته سیستم منبع توان باید بتواند تقریباً گشتاوری معادل ۳۷۰ N.m تولید نماید. در غیر این‌صورت حرکت مکانیزم دچار اشکال می‌شود.

در مدل مزبور، سیستم فقط از لحاظ مسیر حرکت بررسی شده است تا تطابق حرکتی با مقادیر حاصل از نرم‌افزار را داشته باشد. تاثیر متقابل سرعت دورانی و سرعت پیشروی باعث ایجاد فاصله خالی^۱ یا هم‌پوشانی‌هایی^۲ می‌گردد که باید تا حد امکان کاهش

1 - Gap

2 - Overlap

References

- 1 . Arab Mohammad Hosseini A, Samimi H, Mehravar H and Massah J (2007) Design of a new cultivator (Part 1: Path and dimensional analysis) *Journal of Agriculture (University of Tehran)* 9(2): 63-76.
- 2 . Arab Mohammad Hosseini A, Samimi H, Mehravar H and Massah J (2007) Computerized design of a new prototype cultivator. First International Conference on Computer and Computing Technologies in Wuyishan (China), Aug. 18th to 20th of 2007. *Agriculture (CCTA 2007)*.
- 3 . Chiang CH (1972) Graphical angular jerk analysis of four-bar linkages. *Mechanism and machine theory* 7: 407-419.
- 4 . Erdman AG and Sandor GN (1996) *Mechanism design: Analysis and synthesis. Vol. 1*, Prentice Hall. 530 pp.
- 5 . Farzad A (2005) Application of the coupler curves in a new chopper machine. *Scientific Journal of Agriculture* 28(2).
- 6 . Farzad A (2005) *Mechanism designs*. Ferdowsi University, Mashhad. 184 pp.
- 7 . Kurstjens DAG (2006) precise tillage system for enhanced non-chemical weed management. *Soil and Tillage Research* 53: 66-88.
- 8 . Mandal M and Naskar TK (2008) Introduction of control points in splines for synthesis of optimized cam motion program. *Mechanism and machine theory*. (Article in press, Available online).
- 9 . Martine JH (2006) *Kinematic and dynamic analysis of machines*. Nashre Azmon Press. 546 pp.
- 10 . Paul B and Krajinovic K (1970) Computer analysis of machines with planar motion, Part 1–Kinematics. Part 2–Dynamics. *ASME Journal of Applied Mechanics* 37: 697-712.
- 11 . Stammers CW and Ghazavi M (1991) A theoretical and experimental study of the dynamics of a four-bar chain with bearing clearance: Pin motion, contact loss and impact. *Journal of sound and vibration* 150(2): 301-315.
- 12 . Tillett ND, Haguea T, Grundyb AC and Dedousisc AP (2007) Mechanical within-row weed control for transplanted crops using computer vision. *Biosystems Engineering* 99(2): 171-178.
- 13 . Wang YX and Yan HS (2002) Computerized rules-based regeneration method for conceptual design of mechanisms. *Mechanism and Machine Theory* 37: 833-849.
- 14 . Wu LI, Chang WT and Liu CH (2007) the design of varying-velocity translating cam mechanisms. *Mechanism and Machine Theory* 42: 352-364.

- 15 . Yang J and Abdel-malek K (2007) Design systems. Mechanism and Machine Theory propagation in kinematics of mechanical 42: 807-824.

Archive of SID

Design of a new cultivator (Part 2: Kinematic and dynamic analysis)

H. Samimi Akhijahani *, A. Mohammad Arabhosseini **, M. H. Kianmehr *** and
H. Mehravar ****

Abstract

A new mechanical cultivator was proposed for mechanical weeding in part one. The *precise point method* was used to geometric design of this new cultivator. The aim of this research is selecting the suitable mechanism of the studied mechanisms in part one. The velocity and acceleration of links (kinematic) is the base of dynamic analysis of the systems. The variation of velocity, acceleration and jerk as the kinematic parameters as well as the joint forces and input torque as the dynamic parameters were investigated. Programming in *Matlab* was used to solve the equations and draw the diagrams. The program is provided to calculate the values of angular velocity, angular acceleration, angular jerk, joint forces and required input torque of the mechanism and draw the diagrams. The output diagrams showed that the values of the angular acceleration and jerk of the links and the values of the forces of the mechanism's joints were continues. By considering the values of the forces at joints and links of the mechanism the type of the material and sectional area can be calculated. The value of required input torque was obtained by considering maximum values of the related diagram.

Keywords: Angular jerk, Four-bar mechanism, *Matlab* software, Mechanical weeding, Precise points

* - Former M.Sc. Student, Department of Agrotechnology, College of Abouraihan, University of Tehran, Tehran - Iran

** - Assitant Professor, Department of Agrotechnology, College of Abouraihan, University of Tehran, Tehran – Iran

(Corresponding Author) (E-mail: ahosseini@ut.ac.ir)

*** - Assitant Professor, Department of Agrotechnology, College of Abouraihan, University of Tehran, Tehran - Iran

**** - Former M.Sc. Student, Department of Agrotechnology, College of Abouraihan, University of Tehran, Tehran - Iran